

【特許請求の範囲】

【請求項1】 フロント装置および左右の走行装置のバルブセクションを可変容量型のポンプに接続するとともに、旋回用のバルブセクションを定容量型のポンプに接続し、前記フロント装置における負加圧を制御信号として作動するロードセンシングシステムによって前記可変容量型のポンプの吐出流量を制御するよう構成したバックホウの油圧装置において、

前記定容量型のポンプに、ブームシリンダの上昇側への圧油合流用バルブセクションを接続してあることを特徴とするバックホウの油圧装置。

【請求項2】 前記旋回用のバルブセクションと圧油合流用バルブセクションとを定容量型のポンプに対して並列に接続してある請求項1記載のバックホウの油圧装置。

【請求項3】 前記圧油合流用バルブセクションに優先的に定容量型のポンプからの圧油が供給されるように構成してある請求項2記載のバックホウの油圧装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、ロードセンシングシステムを備えたバックホウの油圧装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 バックホウの油圧装置として、フロント装置および左右の走行装置のバルブセクションを可変容量型のポンプに接続するとともに、旋回用のバルブセクションを定容量型のポンプに接続し、フロント装置における負加圧を制御信号として作動するロードセンシングシステムによって可変容量型のポンプの吐出流量を制御することが提案されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ロードセンシングシステムは、可変容量型の油圧ポンプの吐出圧と最高負荷圧との差を設定値に維持するように、前記吐出圧と最高負荷圧に基いてポンプの吐出量を流量制御部によって自動変更するものであり、省エネ運転および操作性の向上を図る上で有効な手段とされているが、最大流量は走行速度に対応して設定されるために、パケットでくった土を大きく持上げる場合のように、大きい負荷のかかったブームの上昇作動において流量不足が発生しやすく、作業能率が低下することがあった。

【0004】 本発明は、大きい負荷のかかったブームの上昇作動を流量不足を招くことなく好適に行うことができるようすることを主たる目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】 【請求項1に係る発明の構成、作用および効果】

【0006】 (構成) 請求項1に係る発明は、フロント装置および左右の走行装置のバルブセクションを可変容量型のポンプに接続するとともに、旋回用のバルブセ

クションを定容量型のポンプに接続し、前記フロント装置における負加圧を制御信号として作動するロードセンシングシステムによって前記可変容量型のポンプの吐出流量を制御するよう構成したバックホウの油圧装置において、前記定容量型のポンプに、ブームシリンダの上昇側への圧油合流用バルブセクションを接続してあることを特徴とする。

【0007】 (作用) 上記構成によると、ブームシリンダを上昇作動させる場合に、定容量型のポンプからの圧油をブームシリンダに合流させることができ、パケットでくった土を大きく持上げる場合のように、大きい負荷のかかったブームの上昇作動において流量不足を補うことができる。

【0008】 (効果) 従って、請求項1に係る発明によると、走行速度に対応して可変容量型のポンプの最大流量が抑制されても、ブーム上昇作動を円滑かつ速やかに行うことができ、作業能率の向上に有効となる。

【0009】 【請求項2に係る発明の構成、作用および効果】

【0010】 (構成) 請求項2に係る発明のバックホウの油圧装置は、請求項1記載の発明において、前記旋回用のバルブセクションと圧油合流用バルブセクションとを定容量型のポンプに対して並列に接続してあるものである。

【0011】 (作用) 上記構成によると、ブームを上昇させながらの旋回する場合、定容量型ポンプの圧油は旋回用のバルブセクションと圧油合流用のバルブセクションとにそれぞれ供給することが可能となり、

【0012】 (効果) 従って、請求項2に係る発明によると、ブームを上げながらの旋回作動を円滑かつ速やかに行うことができ、作業能率の向上に一層有効となる。

【0013】 【請求項3に係る発明の構成、作用および効果】

【0014】 (構成) 請求項3に係る発明のバックホウの油圧装置は、請求項2記載の発明において、前記圧油合流用バルブセクションに優先的に定容量型のポンプからの圧油が供給されるように構成してあるものである。

【0015】 (作用) 上記構成によると、ブームを上昇させながらの旋回する場合、定容量型のポンプの圧油は旋回用のバルブセクションと圧油合流用のバルブセクションとにそれぞれ供給することが可能となるが、ブームシリンダへの合流が旋回作動に対して優先的に行われる。

【0016】 (効果) 従って、請求項3に係る発明によると、ブームを上げながらの旋回作動する場合のブームの上昇作動を一層確実かつ速やかに行うことができ、作業能率の向上に一層有効となる。

【0017】

【発明の実施の形態】図1に、バックホウの全体側面図が示されている。このバックホウは、左右一対のクローラ型走行装置1L, 1Rを装備した走行機台2の上部に、エンジン3および運転部4が装備された旋回台5が縦軸心P1周りに全旋回可能に搭載され、この旋回台5の前部に、ブーム6、アーム7、および、バケット8を順次連結してなるフロント装置9が装備されるとともに、走行機台2の前部にドーザ作業用の排土板10が装備されている。

【0018】左右の走行装置1L, 1Rは、それぞれ走行用油圧モータML, MRによって正逆転駆動されるとともに、旋回台3は旋回用油圧モータMTによって左右に旋回駆動されるようになっている。フロント装置6のブーム6、アーム7、および、バケット8は、それぞれブームシリンダC1、アームシリンダC2、および、バケットシリンダC3によって駆動されるとともに、フロント装置9全体がスイングシリンダC4によって縦軸心P2周りに左右に揺動駆動されるようになっている。また、排土板10は、ドーザシリンダC5によって上下駆動されるようになっている。

【0019】図2に、上記した各種の油圧アクチュエータを駆動する油圧回路が示されている。図において、V1は左走行用の制御バルブ、V2は右走行用の制御バルブ、V3は旋回用の制御バルブ、V4はドーザ用の制御バルブ、V5はブーム合流用の制御バルブ、V6はアーム用の制御バルブ、V7はブーム用の制御バルブ、V8はバケット用の制御バルブ、V9はスイング用の制御バルブ、V10は補助作業用の制御バルブであり、左右の走行用の制御バルブV1, V2は運転座席11前方の操縦塔12に配備された左右の走行レバー13によってそれ直接にスプールを切換える操作する人為操作式のものが採用されるとともに、ドーザ用、スイング用、および、補助作業用の各制御バルブV4, V9, V10はレバー操作やペダル操作によって直接にスプールを操作する人為操作式のものが採用され、また、旋回用、合流用、アーム用、ブーム用、および、バケット用の各制御バルブV3, V5, V6, V7, V8は、油圧バイロット操作式のものが採用され、操縦塔12に十字操作可能に配備された左右一対の作業用レバー14によって操作されるバイロットバルブ（図示せず）から供給されるバイロット圧によって、レバー操作量に応じた開度に操作されるようになっている。

【0020】前記制御バルブV1～V10のバルブプロック群は、インレット用ブロックB1、アウトレット用ブロックB2、および、中間のスペーサブロックB3とともに並列されて互いに連結されて内部油路によって接続されている。ここで、インレット用ブロックB1は左走行用の制御バルブV1のバルブプロックと右走行用の制御バルブV2のバルブプロックとの間に介在されるとともに、アウトレット用ブロックB2は補助作業用の制御

バルブV9のバルブプロックの外側に終端ブロックとして連結されている。

【0021】前記圧油供給ユニット15にはエンジン3によって駆動される3つの油圧ポンプP1, P2, P3とバイロットポンプP4が備えられており、これらポンプ群と前記インレット用ブロックB1とが配管接続されている。ポンプP1, P2はアキシャルプランジャー型のものが利用されており、それぞれの斜板の角度変更によって吐出量を変更可能な可変容量型に構成されている。

そして、このポンプP1, P2は、後述するロードセンシングシステムによって流量制御されるようになっており、その流量制御部16がインレット用ブロックB1に接続されている。ポンプP3は主として旋回およびドーザ作業用に使用されるものであり、定容量のギヤポンプが使用されている。また、バイロットポンプP4は定容量のギヤポンプからなるバイロット圧供給用ポンプであり、図示しないバイロットバルブにバイロット元圧を供給するとともに、走行セクションのバルブスプールに連通接続されたバイロット油路a1、および、ロードセンシングセクションのバルブスプールに連通接続されたバイロット油路a2にバルブ操作検出用のバイロット圧を供給している。

【0022】ロードセンシングシステムは、作業負荷圧に応じてポンプ吐出量を制御して、負荷に必要とされる油圧動力をポンプから吐出させることで、動力の節約と操作性を向上することができるシステムであり、この例では、フロント装置6のアームセクション、ブームセクション、バケットセクション、スイングセクション、および、補助作業セクションに対して機能するよう構成されている。そして、ここでは、各セクションにおける各制御バルブV6～V10のスプールの後に圧力補償弁CVがそれぞれ接続されたアフタオリフィス型のロードセンシングシステムが利用されている。また、この例では、ロードセンシングシステムのアンロードバルブV11とリリーフバルブV12が、最下流のアウトレット用ブロックB2に組込まれている。

【0023】前記流量制御部16には流量補償用バルブV13が装備されるとともに、圧油供給ユニット15には、ポンプP1, P2を流量調節するための流量補償用ビストンA cと馬力制御用ビストンA pが備えられており、各セクションにおける負荷検出ラインのうちの最大の負加圧が制御用の信号圧P LSとして流量制御部16の流量補償用バルブV13に伝達され、信号圧P LSとポンプP1, P2の吐出圧P PSとの差が流量補償用バルブV13に与えられた制御差圧に維持されるようにポンプP1, P2の吐出流量が制御されるようになっている。

【0024】なお、この例において、前記流量制御部16における流量補償用バルブV13にかけられる制御差圧は、図2中に示すように、バネ17と差圧ビストン18とによって与えられるようになっており、エンジン3の

回転速度が高くなるとバイロットポンプP4の吐出量が多くなると、差圧ピストン18によって与えられる制御差圧成分が大きくなると、ポンプP1、P2の吐出流量が多くなるように制御され、逆に、エンジン3の回転速度が低くなればバイロットポンプP4の吐出量が少なくなると、差圧ピストン18によって与えられる制御差圧成分が小さくなると、ポンプP1、P2の吐出流量が少くなるように制御されるようになっている。

【0025】また、上記のように、フロント作業装置9の各セクションがロードセンシング系に属しているのに対し、走行セクション、旋回セクション、および、ドーザセクションは、オープン回路で構成されている。

【0026】つまり、前記インレットブロックB1には、バイロット式の流路切換バルブV14、V15が組込まれており、走行していない状態では、図3に示すように、ポンプP1、P2からの圧油は流路切換バルブV14において合流された後、油路dを介してロードセンシング系に供給されるとともに、ポンプP3からの圧油は旋回用セクション、ドーザ用セクション、および、合流用セクションに供給される。また、ロードセンシング系のセクションを使用することなく走行セクションを使用すると、図5に示すように、バイロット油路a1に圧が立って流路切換バルブV14が切換えられ、ポンプP1、P2からの圧油はそれぞれ独立して右走行用油圧モータMRのセクションと左走行用油圧モータMLのセクションに供給されるとともに、ポンプP3からの圧油は旋回用セクション、ドーザ用セクション、および、合流用セクションに供給される。つまり、従来の3ポンプ型式と同様の3ポンプ駆動形態を現出して、速度変化を最小限に抑えた走行、旋回あるいはドーザ作業を行うことができる。

【0027】また、走行しながらロードセンシング系であるフロント装置9を作動操作すると、バイロット油路a2に圧が立って、流路切換バルブV15が図6中に示すように切換えられ、ポンプP3からの圧油が旋回用セクション、ドーザ用セクション、および、合流用セクシ

ョンを通った後、流路切換バルブV15を経てスペーサブロックB3に流入し、ロードセンシング系のセクションに供給されることになる。

【0028】旋回用の制御バルブV3、ドーザ用の制御バルブV4、および、ブーム合流用の制御バルブV5は、ポンプP3に対して並列に接続されるとともに、制御バルブV5から導出した油路bが、ブームシリンダC1におけるブーム上昇側の油路cに接続されている。そして、ブーム用の制御バルブV7がブーム上昇方向に操作されるのに連動して制御バルブV5が切換え操作されて、ポンプP3の圧油をブームシリンダC1の上昇側の油路cに合流するように構成されている。なお、ポンプP3側のリリーフ圧が主作業側であるポンプP1、P2側のリリーフ圧より低く設定されるので、合流用の油路bには合流方向への流動のみを許容するロードチェックバルブVcが介在される。

【0029】【別実施形態】図7に示すように、合流用の制御バルブV5を旋回用の制御バルブV8、および、ドーザ用の制御バルブV4に対してタンデム接続するとともに、制御バルブV5への並列油路中に絞りsを介在することで、ブームシリンダC1への合流が優先的に行われるようになることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】バックホウの全体側面図

【図2】全体の油圧回路図

【図3】一部を省略した油圧回路図

【図4】ドードセンシング系の油圧回路図

【図5】走行のみを行っている状態の油圧回路図

【図6】フロント作業と走行を行っている状態の油圧回路図

【図7】別の実施形態における油圧回路図

【符号の説明】

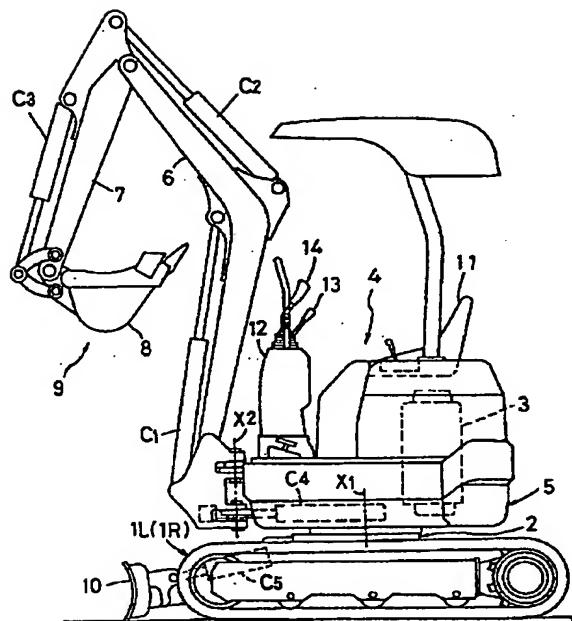
9 フロント装置

C1 ブームシリンダ

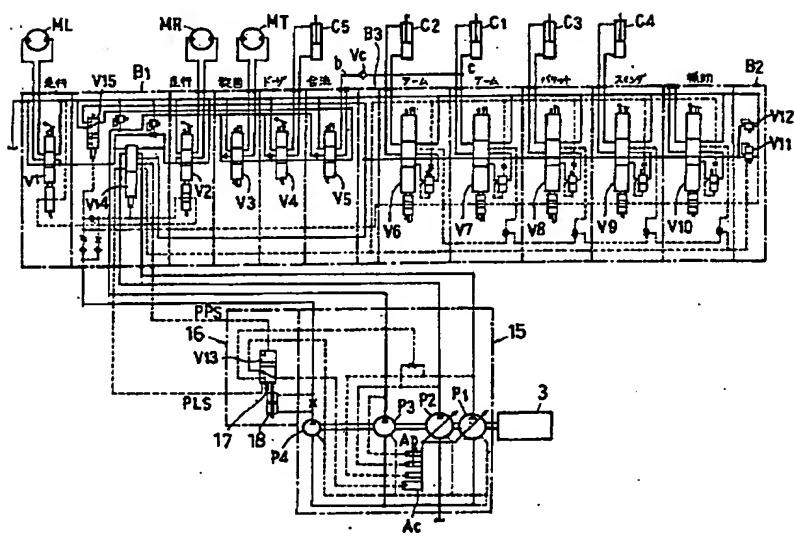
P1, P2 可変容量型のポンプ

P3 定容量型のポンプ

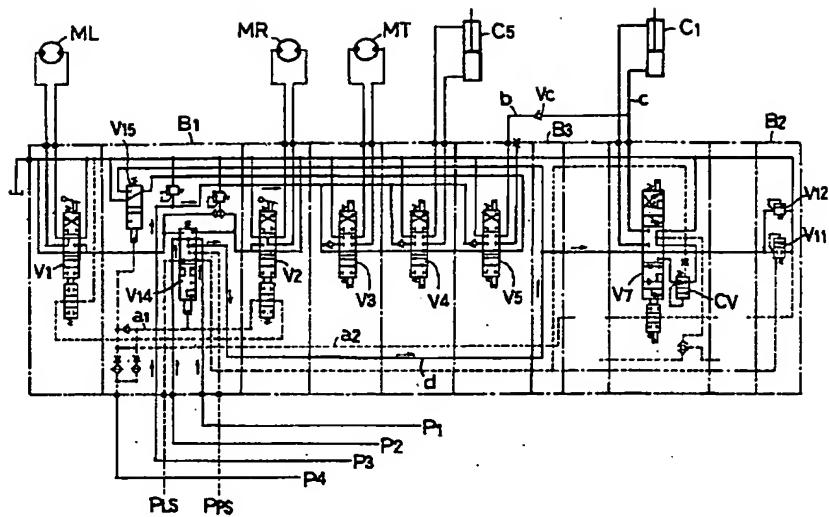
【図1】



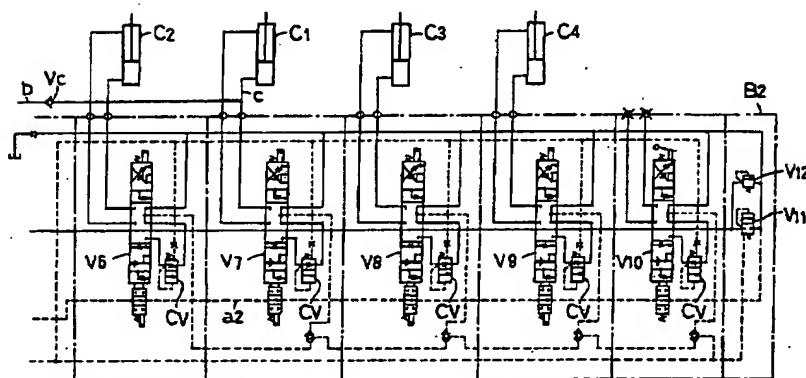
【図2】



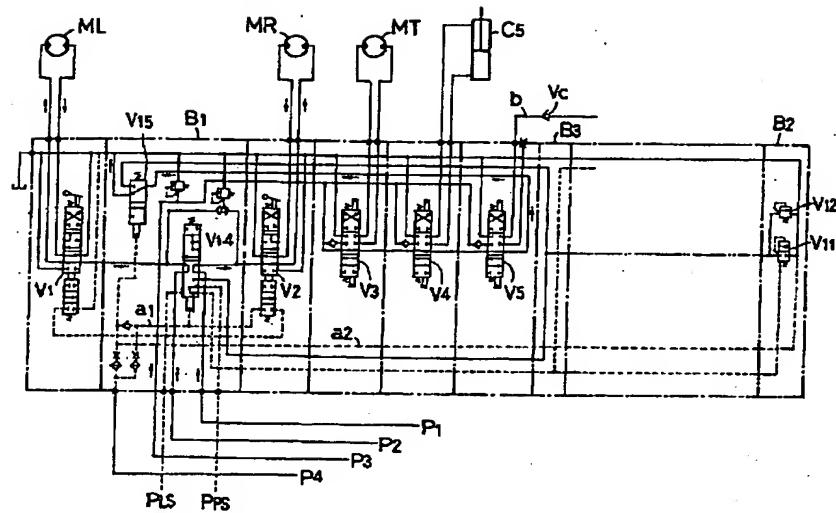
【図3】



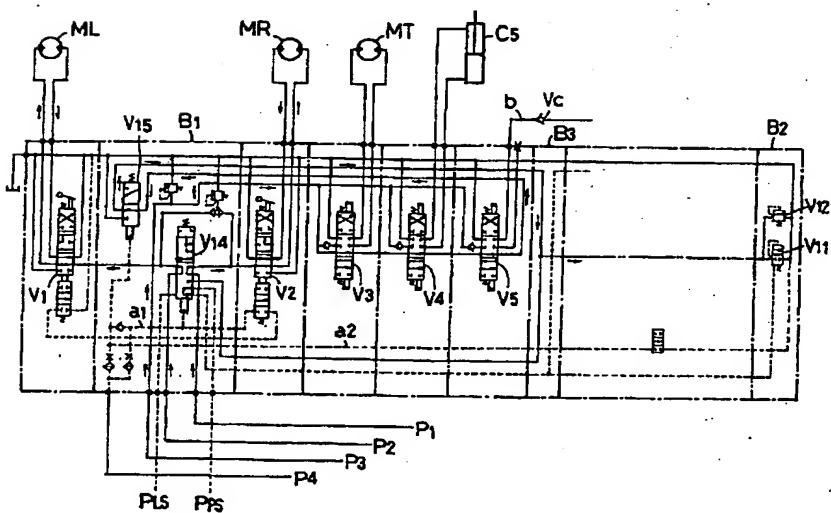
【図4】



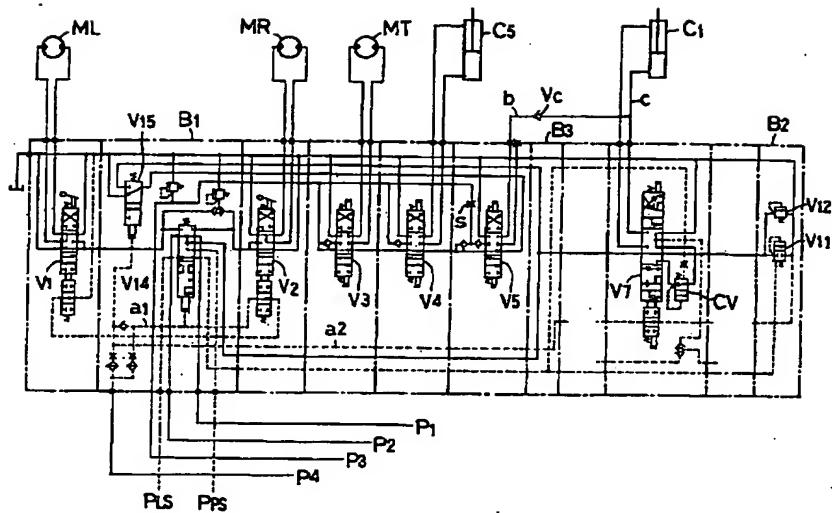
【図5】



【図6】



【図7】



Partial Translation of Japanese Patent
Laid-Open "Kokai" No. 2002-206256
(Full Translation of the Embodiment of the same)

Filed: January 5, 2001;
Laid-open: July 26, 2002; and
Entitled "Hydraulic Apparatus for a Backhoe"

[0017]

[Embodiment of the Invention]

A side elevation of entire backhoe is shown in Fig. 1. This backhoe includes a swivel base 5 having an engine 3 and a driver's section 4 and mounted on a traveling base 2 with a pair of, right and left crawler-type traveling devices 1L, 1R so that the swivel base 5 may swivel about a vertical axis P1 by 360 degrees. This backhoe further includes a front implement 9 having a boom 6, an arm 7 and a bucket 8 connected in the stated order in front of the swivel base 5; and a dozer plate 10 in front of the traveling base 2 for a dozer work.

[0018]

The right and left traveling devices 1L, 1R are driven forward and backward by traveling hydraulic motors ML, MR, respectively. The swivel base 5 is revolved right and left by a swiveling hydraulic motor MT. The boom 6, arm 7 and bucket 8 of the front implement 9 are driven by a boom cylinder C1, an arm cylinder C2 and a bucket cylinder C3, respectively.

The entire front implement 9 is swung right and left by a swing cylinder C4 about a vertical axis P2. The dozer blade 10 can be driven vertically by a dozer cylinder C5.

[0019]

Fig. 2 shows a hydraulic circuit for driving various hydraulic actuators described above. In Fig. 2, V1 denotes a left traveling control valve; V2 a right traveling control valve; V3 a swiveling control valve; V4 a dozer control valve; V5 a boom flow-joint control valve; V6 an arm control valve; V7 a boom control valve; V8 a bucket control valve; V9 a swing control valve; and V10 an auxiliary work control valve. Spools within the right and left traveling control valves V1, V2 are manually and directly operable with traveling levers 13 mounted right and left, respectively, on a control column 12 located forwardly of a driver's seat 11. Spools within the dozer control valve V4, swing control valve V9 and auxiliary work control valve V10 are manually and directly operable also, with a lever/pedal operation. The swivel control valve V3, flow-joint control valve V5, arm control valve V6, boom control valve V7 and bucket control valve V8 are hydraulically pilot-operable. These valves V3, V5, V6, V7 and V8 can be opened according to the lever control input based on a pilot pressure supplied from pilot valves (not shown) driven by a pair of, right and left work levers 14 each arranged on the control column 12 and operable crosswise.

[0020]

Blocks for the control valves V1-V10 are arranged side by side together with an inlet block B1, an outlet block B2 and an spacer block B3 interposed between the two blocks B1, B2, and mutually connected and communicated within an inner oil circuit. The inlet block B1 is interposed between the right and left traveling control valves V1, V2. The outlet block B2 is connected outwardly of the valve block of the auxiliary work control valve V10 and acts as a terminal block.

[0021]

A pressure-oil supply unit 15 contains three hydraulic pumps P1, P2 and P3 and one pilot pump P4 driven by an engine 3, and a group of these pumps are pipe-connected with the inlet block B1. Each of the pumps P1, P2 employs an axial-plunger, and is discharge-displaceable by changing its swash plate angle. Each of the pumps P1, P2 is flow-controlled by a load sensing system described later, and its flow control section 16 is connected with the inlet block B1. The pump P3 is primarily used for a swivel and a dozer work, and a discharge-rated gear pump is used for these purposes. A pilot pump P4 is a discharge-rated gear pump also, to act as a pilot pressure supply pump. The pilot pump P4 supplies original pilot pressure to an un-illustrated pilot valve, and further supplies a valve-actuation-detection pilot oil pressure to a pilot oil line a1 communicated with a valve spool in a traveling section, and a pilot oil line a2 communicated with a valve spool in a load sensing section.

[0022]

The load sensing system controls the pump discharge depending on a work load pressure, and effects a pump discharge of a pressure power necessary to the present load, to save the power and improve operability of the pump. In the embodiment, the system acts on an arm section, a boom section, a bucket section, a swing section and an auxiliary work section of the front implement 6. And herein there is employed a load sensing system of an after-orifice type in which a pressure compensation valve CV is connected after the spools of the respective control valves V6-V10 in each section. In the embodiment, an unload valve V11 and a relief valve V12 of the load sensing system are incorporated into the outlet block B2 located the most downstream of the system.

[0023]

The flow control section 16 includes a flow compensation valve V13. The pressure-oil supply unit 15 includes a flow compensation piston Ac for carrying out flow regulation of the pumps P1, P2, and a horsepower control piston Ap. The greatest negative pressure of the load detection lines in each section is transmitted to the flow compensation valve V13 of the flow control section 16, and acts as a control signal pressure PLS. Discharge flows from the pumps P1, P2 are controlled in such a manner that a pressure difference between the signal pressure PLS and discharge pressures of the pumps P1, P2 may be maintained to meet a control

differential pressure applied to the flow compensation valve V13.

[0024] In this embodiment, the control differential pressure applied to the flow compensation valve V13 in the flow control section 16 is provided by a spring 17 and a differential pressure piston 18, as shown in Fig. 2. The greater becomes the discharge from the pilot pump P4 as the engine crank rate becomes higher, the greater becomes a component of the control differential pressure applied from the differential pressure piston 18. In this case, the pumps P1, P2 is controlled to increase the discharge from the pumps P1, P2 Conversely, the smaller becomes the discharge from the pilot pump P4 as the engine crank rate becomes lower, the smaller becomes the component of the control differential pressure applied from the differential pressure piston 18. Then, the pumps P1, P2 is controlled to decrease the discharge from the pumps P1, P2.

[0025]

Each section of the front implement 9 belongs to the load sensing system as set out above. On the other hand, each of a traveling section, a swivel section and a dozer section comprises an open circuit.

[0026]

That is, the inlet block B1 incorporates flow-passage switchover valves V14, V15 of a pilot type. When the vehicle is not traveling, as shown in Fig. 3, pressure oil flows from the pumps P1, P2 join at the

flow-passage switchover valve V14, and subsequently supplied to the load sensing system via a line "d". A pressure oil flow from the pump P3 is supplied to the swivel section, dozer section and flow-joint section. When the traveling section is used without using any sections relating to the load sensing system, as shown in Fig. 5, the pressure is raised in the pilot oil line a1 and the flow-passage switchover valve V14 is switched over, so that the pressure oil flows from the pumps P1, P2 are supplied to the right and left traveling hydraulic motors ML, MR, respectively and independently, and that the pressure oil flow from the pump P3 is supplied to the swivel section, dozer section and flow-joint section. The above structure thus allows the travel, swivel and dozer work with the minimum speed variation while effecting conventional three-pump drive.

[0027]

And, when the front implement 9 is activated while traveling the vehicle, the pressure is raised in the pilot oil line a2 and the flow-passage switchover valve V15 is switched over as shown in Fig. 6, so that the pressure oil flow from the pump P3 passes the swivel section, dozer section and flow-joint section, and then through the flow-passage switchover valve V15 into the spacer block B3 and thus the sections related to the load sensing system.

[0028]

The swivel control valve V3, dozer control valve V4 and boom

flow-joint control valve V5 are parallel-connected with the pump P3. The oil line "b" derived from the control valve V5 is connected with the oil line "c" on a boom-raising side for a boom cylinder C1. As the boom control valve V7 is actuated toward the boom-raising side, the control valve V5 is switched over so that the oil from the pump P3 joins the line "c" on the boom-raising side for the boom cylinder C1. Incidentally, a relief pressure on the pump P3 is set lower than that each of the pumps P1, P2 for a primary work. Therefore, a load check valve Vc is interposed within the flow-joint oil line "b" to allow only a flow toward the flow-joint.

[0029]

[Further embodiment]

As shown in Fig. 7, the flow-joint control valve V5 may be connected in tandem with the swivel control valve V3 and dozer control valve V4. And, an orifice "s" may be interposed within the parallel-connected oil lines to the control valve V5 so that joining the boom cylinder C1 can be performed primarily.

[Brief Description of the Drawings]

Fig. 1 shows a side elevation of entire backhoe;

Fig. 2 shows entire oil circuit;

Fig. 3 shows the oil circuit partially omitted;

Fig. 4 shows an oil circuit portion relating to a load sensing system;

Fig. 5 shows the oil circuit when the vehicle performs the travel

only;

Fig. 6 shows the oil circuit when the vehicle performs both a front implement work and the travel; and

Fig. 7 shows an oil circuit according to a further embodiment.
